

# 端壁附面层抽吸对扩压叶栅内分离结构的影响

张华良, 王松涛, 王仲奇

(哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001)

**摘 要:** 根据拓扑学原理, 提出了适合叶栅表面的奇点拓扑准则, 并针对某压气机大折转角子午扩张型导叶的流场进行了数值模拟。为了比较端壁抽吸对叶片径向二次流的影响, 分别对展弦比为 2.53 和 0.3 两套叶栅进行端壁抽吸, 其中上下端壁的抽吸量均为 1%。针对计算结果, 利用叶栅表面奇点法则分析了附面层抽吸前后叶栅内分离形态的变化, 给出了其拓扑。结果表明: 靠近吸力面的端壁附面层抽吸改变了流场的分离性态, 遏止了端壁角区的分离, 并延迟和减小了吸力面的分离, 从而在大部分叶高上使得叶片损失减小且沿径向分布趋于均匀。

**关 键 词:** 端壁抽吸; 拓扑; 分离形态

中图分类号: TK474.8 文献标识码: A

## 1 前 言

根据压气机原理, 增加转速即增加气流转折角是提高压气机负荷的途径之一, 然而, 在扩压叶栅中增大气流折转角则意味着附面层的加厚甚至分离, 造成了损失的增加。因此如何在提高负荷水平的同时降低压气机的流动损失, 一直是国内外同行追求的目标<sup>[1]</sup>。早在 1971 年, Loughery 等人就研究了压气机叶栅中附面层抽气的影响<sup>[2]</sup>, 得到了抽气能明显改善叶栅气动性能的结论。但直到 1997 年才由 Kerrebrock 首次给出了附面层抽吸式压气机的概念<sup>[3]</sup>。并通过理论分析指出: 高熵流体每吸除 1%, 可以使效率增加 0.5%。1998 年, Kerrebrock 等人又提出了附面层抽吸式压气机的设计流程<sup>[4]</sup>, 并进一步指出: 在通常情况下, 采用附面层抽吸技术的压气机级是常规叶片级加功能力的 2 倍。MIT 基于此概念设计出了 3 个级, 它们的叶尖圆周速度分别为 213 m/s、305 m/s、457 m/s, 相应的级压比可以达到 1.5、2.0、3.0, 级效率为 0.94、0.92 和 0.87。到 2004 年为止, 美国的 NASA 与 MIT 合作、瑞士以及德国的学者均在通过附面抽吸主动控制分离提高负荷的机理与

设计方面进行了一定程度的研究<sup>[5~6]</sup>。

这些研究表明, 在一定圆周速度下, 通过附面层吸气, 可以大大提高级的压比, 是一种具有广阔发展前景的压气机设计新概念。但从已发表的文献看, 都是通过选择在叶片上某些位置进行附面层抽吸来遏止吸力面的分离, 随着压气机不断向高负荷和低展弦比的方向发展, 端壁二次流损失所占总损失的比例越来越高<sup>[7]</sup>, 而专门讨论端壁抽吸影响的研究尚不多见。另一方面, 到目前为止, 附面层抽吸对流动结构, 尤其是在大折转角下对分离性态的影响还缺乏具体的研究, 致使至今对附面层抽吸的物理机理认识不够, 只能通过大量试验来寻求最佳吸气位置和吸气量, 造成很大的浪费。本文通过数值模拟, 并应用拓扑学原理, 从壁面流谱的变化来分析抽吸前后流动结构和分离性态的变化, 探讨端壁附面层抽吸控制叶栅分离结构, 从而降低二次流损失的机理。

## 2 叶栅拓扑法则和壁面流谱规律

### 2.1 无抽吸槽的叶栅拓扑法则

对于无间隙静子叶栅, 如果将机匣和轮毂延长至无限远连接, 则叶片表面和上下端壁形成一个封闭曲面, 其一个节距内的表面, 拓扑等价于一个双圆环。已知双圆环的欧拉示性数为 -2, 若将结点记为  $N$ , 鞍点记为  $S$ , 根据 Poincare-Bendixson 定理, 则一个节距内的静子叶栅表面流谱(极限流线)的奇点满足拓扑法则:

$$\sum N - \sum S = -2 \quad (1)$$

### 2.2 带抽吸槽的叶栅拓扑法则

对于带抽吸槽的叶栅, 由于抽吸槽的存在, 其表面是非闭合的。为了得到封闭的曲面, 进一步假设流体在抽吸槽内流动均匀, 并在无穷远处形成一个

收稿日期: 2006-01-11; 修订日期: 2006-05-29

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50236020)

作者简介: 张华良(1978-), 男, 湖北荆门人, 哈尔滨工业大学博士研究生。

点汇(在壁面流谱中可视为一个分离结点)。根据拓扑原理,该曲面在拓扑上等价于原封闭曲面。这样,在其壁面流谱上,一个抽吸槽对应一个分离结点,而总的奇点数目关系不变。因此,当不考虑抽吸槽内的流动时,则可得到一个节距范围内带有  $n$  个抽吸槽的静子表面流谱的奇点法则:

$$\sum N - \sum S = -2 - n \quad (2)$$

### 2.3 壁面流谱规律

在物体表面上,若分离线从奇点起,该奇点必是鞍点;若分离线在奇点终,该奇点必是结点;若在分离线上有很多奇点,其鞍点和结点是交替分布的,即两个奇点不能直接用分离线连接<sup>[8]</sup>。

## 3 数值方法

针对某压气机导叶进行数值模拟,该导叶为子午扩张结构,其转折角约为  $50^\circ$ 。为了考察端壁附面层抽吸对整个叶高的影响程度,分别建立了小展弦比(0.3)和大展弦比(2.53)两种叶栅模型。所有方案采用相同的边界条件:叶栅给定进口总压 525 kPa,总温 500 K,子午面进气角为零,S1面进气角为  $-43^\circ$ (与轴向夹角),出口给定设计工况时的背压 460 kPa。网格生成采用商用软件 Numeca 的 Auto-Grid 模块。其中大展弦比叶栅网格点数为:径向 65,周向 49,轴向 145,网格总数 461 825;小展弦比叶栅网格点数为:径向 57,周向 49,轴向 145,网格总数 404 985。求解器为 Fine/Turbo 模块,为了得到清晰的壁面流谱,第一层网格的  $y^+$  值小于 3,并采用低雷诺数的  $k-\epsilon$  湍流模型。由于本文重点是从拓扑分析的角度来探讨附面层抽吸对流场分离形态的影响,对于抽吸位置和抽吸量的选择采用文献[9]已有的讨论结果:沿近吸力面大约 25%~90%弦长位置开槽,吸气槽沿轴向网格分布,宽度为两个网格,吸气量在上下端壁均为 1%。

## 4 计算结果分析

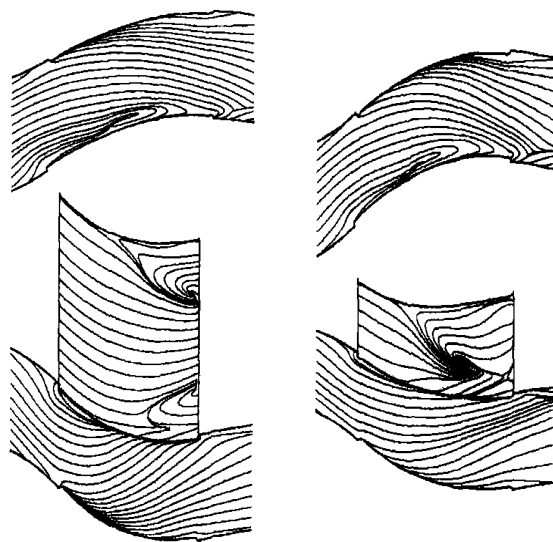
### 4.1 抽吸对壁面流谱的影响

假设流动在无限远处保持均匀,即所有奇点只分布在叶栅及其附近表面。根据上述拓扑准则,原型叶栅表面的奇点总数应满足  $\sum N - \sum S = -2$ ,而对于上下端壁各有一个吸气槽的抽吸叶栅,其壁面上的奇点总数应满足  $\sum N - \sum S = -4$ 。图 1 为抽吸前的原型叶栅壁面极限流线。图 2 和图 3 则是根据

上述拓扑关系和壁面流谱规律作出的原型叶栅和抽吸叶栅壁面流谱的拓扑示意。由于这几种情况下压力面气流附着良好,没有明显的径向串流和分离,因此本文没有给出其壁面流谱。

#### 4.1.1 大展弦比叶栅( $\tau=2.53$ )

从原型叶栅端壁流谱(见图 1(a)和图 2(a))可以看到:马蹄涡为典型的鞍点起始的分离,在分离性态上属于闭式分离。通道涡为正常点起始的分离,在壁面流谱上找不到其分离线的起始位置,在分离形态上属于开式分离。吸力面的流谱结构复杂:可以看到两条明显的分离线  $S_6N_3$  和  $S_7N_4$ ,分别结束于分离螺旋点  $N_3$  和  $N_4$ ,形成所谓的集中脱落涡,它们由吸力面附面层卷起,呈螺旋状发展,将大量壁面的低能流体卷向下游,其涡量高度集中,具有明显的涡核,并与尾迹相互掺混,对损失有很大的影响。此外,在尾缘处还可以看到两条沿径向的分离线  $S_5N_3$  和  $S_3N_4$ ,它是尾缘脱落涡的分离线,虽然在计算和实验的流谱中一般不易观察到,但通过拓扑分析可以知道它们的存在。需要指出的是,受子午扩张的影响,叶片上半部分的分离更严重,它起始于角区的鞍点  $S_6$ ,范围很大:轴向从 15%弦长位置到出口,径向达到 70%径向位置,周向覆盖到 20%节距位置;从分离形态上看为明显的气泡分离(闭式分离)。而下半部分的分离只发生在吸力面上,范围也更小。图中显示鞍点总数为 7,结点总数为 5,其中在叶片前缘中部存在一个附着结点  $N_m$ ,图中用括号表示。



(a) 大展弦比( $\tau=2.53$ )

(b) 小展弦比( $\tau=0.3$ )

图 1 原型叶栅的壁面极限流线流谱

对于抽吸叶栅(见图 3(a)), 壁面流谱发生了显著变化。附面层抽吸遏止了低能流体在吸力面角区的聚集, 尤其在上端壁, 抽吸还消除了原型叶栅子午扩张的不利影响, 此处的分离气泡已经消失。同时吸力面上的流谱也更加简单。一方面分离的范围大大减小, 另一方面分离形态也发生了变化, 原型叶栅的闭式分离消失。虽然仍然存在分离螺旋点和集中脱落涡, 但其无论是强度还是尺度都大大减少, 因此造成的损失也明显降低。需要指出的是, 由于分离形态的变化, 导致叶片中部回流增强。从流谱的奇点数目看, 与原型相比鞍点总数仍为 7, 结点总数为减少为 3。

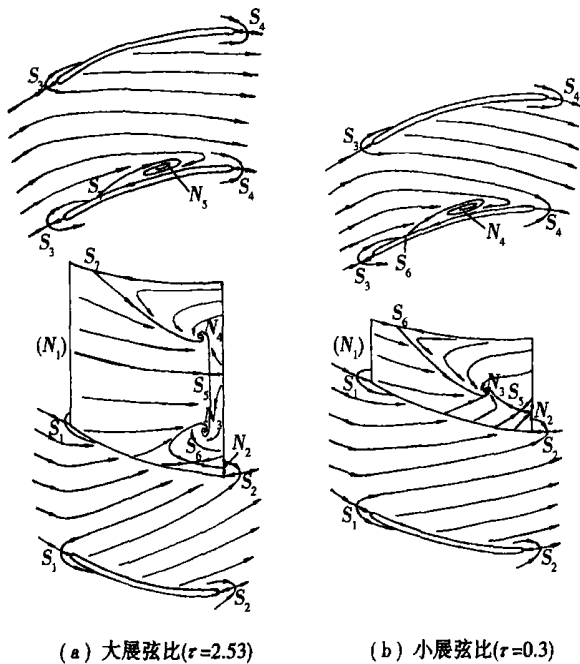


图 2 原型叶栅壁面流谱的拓扑结构示意图

4.1.2 小展弦比叶栅( $\tau=0.3$ )

由于小展弦比叶栅流动空间更小, 因此受子午扩张的影响更严重。图 1(b)和图 2(b)的壁面流谱显示, 吸力面分离严重, 形成巨大回流区, 其范围影响了整个吸力面 60%的区域, 并在吸力面中部形成分离螺旋点  $N_3$ , 它同样由吸力面附面层卷起, 呈螺旋状发展, 具有明显的涡核, 本文仍称其为集中脱落涡。从分离形态看, 叶片上半部分仍然具有明显的泡式分离(闭式分离)的特征, 下半部分分离与气泡相互混合, 两部分的分离已经没有严格的界限。如果从流动具有禁区性特点来判断, 吸力面上的分离仍然为闭式分离为主的分离。对于抽吸叶栅(见图 3

(b)), 端壁吸气同样遏止了角区的分离。吸力面可以看到典型的鞍点—螺旋点结构: 从鞍点  $S_5$  出发, 发出两条分离线  $S_7N_2$  和  $S_7N_3$ , 分别结束于分离螺旋点  $N_2$  和  $N_3$ , 形成两个集中脱落涡。从分离形态看, 虽然仍是闭式分离, 但此时分离的范围有所减少, 分离区流动结构也相对简单, 流动掺混程度降低, 只是在中间位置附近, 由于分离形态的变化, 回流有所增加。从流谱奇点看, 鞍点总数比原型增加 1, 结点总数比原型减少 1。

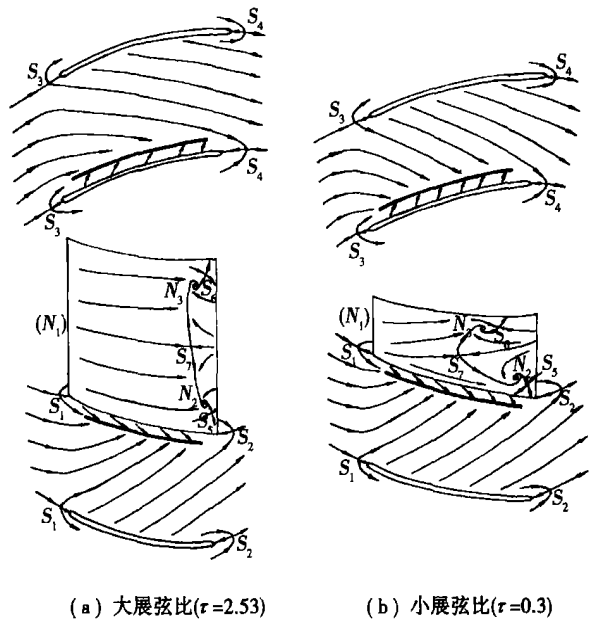


图 3 端壁附面层抽吸后壁面流谱的拓扑结构示意图

由此可见, 无论是大展弦比叶栅还是小展弦比叶栅, 由于抽吸槽的存在, 改变了叶栅的拓扑结构, 从而使得壁面流谱呈现出两种完全不同的形态, 即改变了叶栅内的分离结构, 从而改善了整个流场的流动状态。

4.2 抽吸对损失分布的影响

图 4 为叶栅出口 10%弦长处 的节距平均能量损失系数沿叶高的分布。图中显示: 无论是小展弦比叶栅还是大展弦比叶栅, 端壁很小的抽吸量(上下端壁均为 1%)就可以在大部分叶高上使得损失下降, 并且使得损失分布沿叶高更加均匀。其中: 展弦比为 2.53 时, 损失在径向 0%~30%和 75%~100%范围内都有明显降低; 展弦比为 0.3 时, 损失在径向 0%~25%和 52%~100%范围内同样有不同程度的降低, 印证了壁面流谱中上下角区分离形态的变化。但值得注意

的是,在中间位置附近损失有不同程度的增加,这与壁面流谱图中显示的该处回流增加是一致的。由于抽吸只发生在端壁处,在叶片中部没有施加任何流动控制,因此可以认为,这是由于抽吸改变了壁面流谱的拓扑结构,从而使得分离形态发生变化而导致的局部回流增加。这提示我们控制分离形态可能是控制

损失分布的新途径。同时也说明单纯的端壁附面层抽吸很难完全消除吸力面的分离。考察抽吸前后的静压比发现:2%的抽吸量可以使大展弦比叶栅的压比从 1.12 提高到 1.14,增加了 1.78%;而对小展弦比叶栅则从 1.11 提高到 1.15,增加了 3.6%。可见,叶片负荷都有不同程度的增加。

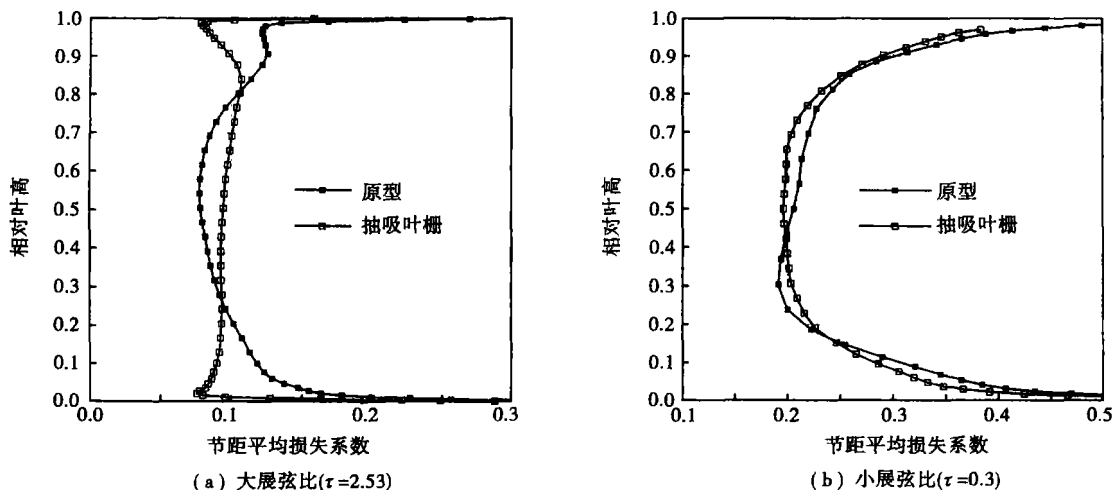


图 4 叶栅出口 10%处节距平均能量损失系数沿叶高分布

### 5 结 论

(1) 端壁附面层抽吸改变了壁面流谱的拓扑结构,使大展弦比叶栅的流谱结点数减少 2;小展弦比叶栅流谱的鞍点数增加 1,同时结点数减少 1,从而使流谱奇点关系由抽吸前的  $\sum N - \sum S = -2$  变为抽吸后的  $\sum N - \sum S = -4$ ;

(2) 当吸气槽位于吸力面附近时,附面层抽吸可以消除角区的闭式分离,同时延迟和减小吸力面的分离趋势,从而使得负荷增加,而损失分布沿叶高更趋均匀;

(3) 分离形态的变化引起损失的重新分布,抽吸虽然改善了流场的整体流动状态,但由于分离形态的变化,使得叶栅中部的损失有所增加,说明单纯的端壁附面层抽吸很难完全消除吸力面的分离。

### 参考文献:

[ 1 ] WENNERSTROM A J. Highly loaded axial flow compressor: history and current development[ J ] . *Journal of Turbomachinery*, 1990, 112

(10): 567-578.  
 [ 2 ] LOUGHERY R HORN JR R A. TRAMM P C. Single stage experimental evaluation of boundary layer blowing and bleed techniques for high lift stator blades[ R ] . NASA CR- 54573, 1971.  
 [ 3 ] KERREBROCK J L, REIJNAN D P, ZMINSKY W S. *et al.* Aspirated compressors[ R ] . ASME Paper 97- GT- 525, 1997.  
 [ 4 ] KERREBROCK J L, DRELA M, MERCHANT A A. A family of designs for aspirated compressors[ R ] . ASME Paper 98- GT- 196, 1998.  
 [ 5 ] DANG T Q. Design of aspirated compressor blades using three-dimensional inverse method[ R ] . ASME Paper 2003- GT- 38492, 2003.  
 [ 6 ] HUBRICH K, BOLCS A, OTT P. Boundary layer suction via a slot in a transonic compressor-numerical parameter study and first experiments [ R ] . ASME Paper 2004- GT- 53758, 2004.  
 [ 7 ] KOCH C C, SMITH JR L H. Loss sources and magnitudes in axial-flow compressors[ J ] . *ASME Journal of Engineering for Power*, 1976, 98 (2): 411- 416.  
 [ 8 ] 张涵信 邓小刚. 三维定常分离流和涡运动的定性分析研究 [ J ] . *空气动力学报*, 1992, 10(1): 8- 20.  
 [ 9 ] 王松涛, 潜纪儒, 冯国泰, 等. 壁面吸气抑制分离减少流动损失的研究[ A ] . *工程热物理年会*[ C ] . 西安: 中国工程热物理学会, 2004. 318- 322.

(何静芳 编辑)

端壁附面层抽吸对扩压叶栅内分离结构的影响= **Impact of End-wall Boundary Layer Suction on the Separation Structure in a Diffuser Cascade**[刊, 汉] /ZHANG Hua-liang, WANG Song-tao, WANG Zhong-qi (College of Energy Science and Engineering under the Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code: 150001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2006, 21(6). — 565 ~ 568

An odd-point topological criterion appropriate for cascade surfaces is proposed on the basis of a topology theory. Moreover, also conducted is a numerical simulation of flow fields featuring compressor guide vanes of large turning angle and meridian expanding type. To compare the impact of end-wall suction on radial secondary flows in the blades, end-wall suction has been performed on two sets of cascades with their aspect ratios being 2.53 and 0.3 respectively under the condition that the upper and lower end-walls have a same suction rate of 1%. On the basis of the calculation results, the change in separation configuration in cascades before and after the boundary layer suction has been analyzed by using the cascade-surface odd point law and their topological structures are also given. The results show that the end-wall boundary layer suction near the suction surfaces has changed the separation configuration of the flow fields, restrained the separation at the end-wall corner zone and delayed and diminished the separation on suction surfaces. As a result, the blade loss along a majority of blade height has been reduced and tends to assume a uniform distribution along the radial direction. **Key words:** end-wall suction, topology, separation configuration

600 MW 煤粉锅炉汞排放的试验研究= **An Experimental Study of Mercury Emissions from a 600 MW Pulverized Coal-fired Boiler**[刊, 汉] /ZHOU Jin-song, WANG Guang-kai, LUO Zhong-yang, et al (National Key Laboratory on the Clean Utilization of Energy Resources under the Zhejiang University, Hangzhou, China, Post Code: 310027) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2006, 21(6). — 569 ~ 572

To evaluate the emission level of mercury from large-sized pulverized coal-fired boilers, the mercury content was determined from samples of coal, combustion product flue gas, fly ash and bottom slag taken from a 600 MW coal-fired utility boiler. The boiler has been operating at full load and also about 70% load under peak-shaving conditions. Through a study of the distribution of mercury content in combustion products under different operating conditions and of the change of mercury configuration before and after the ESP (Electro-static Precipitators) etc., the mercury emission characteristics of a 600 MW pulverized coal-fired boiler have been obtained. Through the experiments one can discover that the mercury in the 600 MW boiler has been emitted mainly in the form of gas with the total amount of gaseous mercury in the flue gas varying from 4.99 to 14.79  $\mu\text{g}/\text{Nm}^3$ . Moreover, the percentage content of zero-valence mercury is relatively high and there is little change in gaseous mercury configuration before and after the ESP. The removal rate of particle mercury amounts to over 90%. **Key words:** 600 MW, pulverized coal-fired boiler, mercury, emission characteristics

220 t/h 锅炉冷态数值试验研究= **Numerical Experimental Study of the Cold State of a 220 t/h Boiler**[刊, 汉] / HENG Li-jun, DUAN Kun-jie, HE Chang-zheng (Construction Department, Pingdingshan Engineering Institute, Pingdingshan, China, Post Code: 467001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2006, 21(6). — 573 ~ 577

With a 220 t/h tangentially corner-fired boiler serving as a prototype, a realizable  $k-\epsilon$  mathematical model has been established to cope with the limitations of traditional cold and hot-state performance tests of boilers. In combination with cold-state performance tests of boilers, in-furnace aerodynamic fields were simulated by using software FLUENT of computational fluid dynamics. The basic agreement of the numerical simulation results with those of cold-state performance tests and comparatively good coincidence of the distribution tendency of both results indicate that the numerical simulation method under discussion can relatively well reflect the true characteristics of in-furnace flow fields. Hence, the foregoing has demonstrated the correctness and reliability of the mathematical model, providing more comprehensive data and information for further improving boiler cold-state performance tests and for performing hot-state numerical tests. **Key words:** boiler, cold state performance test, numerical simulation